

# PERANCANGAN KONVEYOR SABUK UNTUK TRANSPORTASI BATUBARA DENGAN KAPASITAS 500TPH

Danhardjo  
Razul Harfi

Dosen Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri - ISTN  
Jl. Srengseng Sawah, Jagakarsa, Jakarta 12640, Indonesia  
E-mail : danhardjo@yahoo.co.id

---

## Abstract

*The increase in the requirement for resources of coal energy caused the increase in the capacity that resulted in the change in time and the cost as well as the amount of equipment the fleet carried available. To overcome this matter then in the available transport system was increased an implement for the temporary stockpile. From results that were received then the implement that was suitable that is the belt conveyor with the capacity 500 TPH. From the checking of the capacity produced wide and the speed of the belt that was wanted. From these results was gotten the speed 3m/s in a wide manner the belt 800mm. The process of the data collection that was received as well as results of the calculation of the speed and wide the belt then could be determined by the power demand that was needed to move the conveyor is 37.88kW with efficiency and the safety factor then was gotten the power of the electricity motor that in accordance with the standard that is 55kW. The power that was received was used to calculate maximum tension that is 2591,57kg afterwards was used to choose the specification of the belt, the diameter of the pulley, and idler that was appropriate, whereas the tensions that worked to each pulleys was used to calculate the shaft of pulleys, the housing bearing, as well as long the movement take-up (take-up stroke) that afterwards was presented in the form of the measurement and the dimension to equipment of the system of the belt conveyor.*

---

## PENDAHULUAN

Artikel ini membahas tentang cara merancang konveyor sabuk untuk transportasi batubara dengan kapasitas 500 TPH. Mulai dari pengecekan kapasitas yang sesuai, untuk kapasitas desain harus lebih besar dari kapasitas terjamin  $\pm 10-25\%$ . Kapasitas yang ditentukan sangat berhubungan erat dengan kecepatan dan lebar sabuk konveyor tersebut.

Jenis material (CEMA) yang diangkut adalah batubara dengan berat jenis  $800 \text{ kg/m}^3$ . Dengan ukuran butir 50-150 mm, dimana sudut jatuh bebas (*angle of repose*) sebesar  $35^\circ$  dan sudut tumpah (*angle of surcharge*) sebesar  $20^\circ$ .

Struktur dan profil konveyor sabuk harus dibuat seefisien mungkin guna menjaga agar batubara tidak tergelincir atau terguling dikarenakan gaya gesek yang terjadi dengan sabuk sangat kecil dibandingkan dengan berat batubara itu sendiri. Oleh karena itu profil konveyor sabuk yang mempunyai permukaan polos atau halus mempunyai sudut kemiringan (inklanasi) atau sudut mampu alir secara umum dari  $0^\circ$  sampai dengan  $14^\circ$ , sedangkan untuk sudut inklinasi kritis dari  $15^\circ$  sampai dengan  $20^\circ$ .

Kecepatan konveyor juga dapat mempengaruhi sistem kerja konveyor, oleh

karena itu konveyor memiliki batasan minimum kecepatan dan lebar sabuk. Kecepatan sabuk yang tinggi dapat mempercepat keausan komponen konveyor, dapat pula menyebabkan debu yang semakin banyak terutama jika mengangkut material yang berdebu serta dapat mengurangi kualitas produksi jika digunakan untuk produk akhir.

## TINJAUAN PUSTAKA

Konveyor didefinisikan (Toha, 2002) sebagai suatu alat yang digunakan untuk mengangkat / memindahkan material baik material curah ataupun material satuan, dari suatu tempat ke tempat lain secara terus menerus. Jadi konveyor diklasifikasikan sebagai mesin/peralatan pengangkat kontinyu.

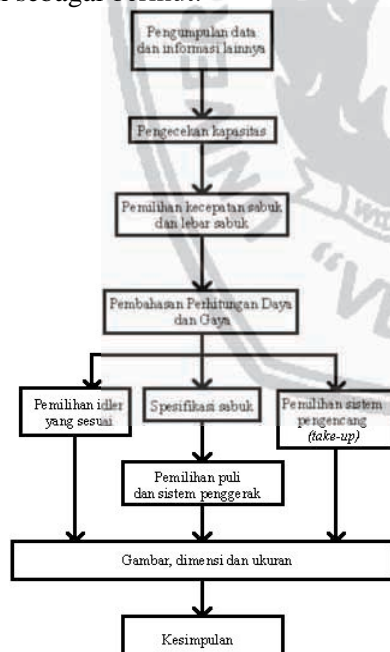
Sedangkan konveyor sabuk (*belt conveyor*) yang dimaksudkan adalah konveyor yang menggunakan sabuk (*belt*) sebagai elemen pembawa material yang akan diangkut.

Komponen utama dari konveyor terlihat pada Gambar 1 :

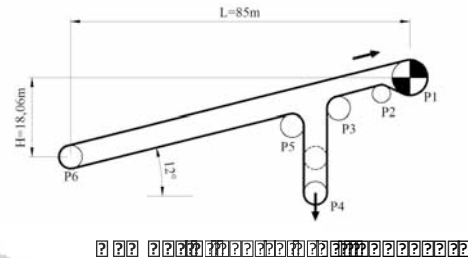
- Sabuk (*Belt*)
- Puli ujung belakang (*Tail pulley*)

- 
- The diagram illustrates the layout of a conveyor system, showing the arrangement of rollers and pulleys. The system is divided into two main sections: the **CARRY SIDE** (top) and the **RETURN SIDE** (bottom). The **CARRY SIDE** includes components such as the **TAIL TRANSITION**, **TRANSFER CHUTE**, **ROCK BOX**, **SKIRT PLATE**, **CONCAVE CURVE**, **CONVEX CURVE**, **HEAD TRANSITION**, **HEAD PULLEY**, **TROUGH IDLER**, **IMPACT IDLER**, **Y PLOUGH**, **RETURN IDLER**, **TAIL PULLEY**, **BEND PULLEYS**, **TAKE-UP PULLEY**, **TAKE-UP WEIGHT**, and **SAGGING PULLEY**. The **RETURN SIDE** includes the **TAIL TRANSITION**, **TRANSFER CHUTE**, **ROCK BOX**, **SKIRT PLATE**, **CONCAVE CURVE**, **CONVEX CURVE**, **HEAD TRANSITION**, **HEAD PULLEY**, **TROUGH IDLER**, **IMPACT IDLER**, **Y PLOUGH**, **RETURN IDLER**, **TAIL PULLEY**, **BEND PULLEYS**, **TAKE-UP PULLEY**, **TAKE-UP WEIGHT**, and **SAGGING PULLEY**. A dimension line at the bottom indicates the **HORIZONTAL CENTRES** of the system.

Diagram alur proses perancangan adalah sebagai berikut:



Ton/m<sup>3</sup>=800 kg/m<sup>3</sup>, *Surchage angle*  $\alpha = 20^\circ$  *Angle of Repose*  $\theta = 35^\circ$ , Ukuran butir  $L_m=50-100\text{mm}$  Temperature  $(T)=30^\circ$ , *Moisture*=10%, Panjang dari *centerline head pulley to centerline tail pulley*  $(L) = 85$  mTinggi *center tail pulley* ke *center head pulley*  $(H) = 18,06$  m, sudut inklinasi  $\gamma = 12^\circ$ . Untuk sketsa konveyor ditunjukkan pada gambar 3 dibawah ini.


$$b = 800 \text{ mm}$$

### Perhitungan Daya Motor Penggerak

Data – data yang dapat diambil untuk pemilihan Daya motor penggerak yaitu:

$Q_t = 538,35$  ton/h (kapasitas desain)

$$W = \frac{W_c}{l_c} + \frac{W_r}{l_r} + 2W_1 \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$W = 49,6 \text{ kg/m}$$

$$W_c = 13,9 \text{ kg} / W_r = 12,2 \text{ kg/m} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$W_1 = 13,8 \text{ kg/m} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$W_m = \frac{Q_t}{0,06.v} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$W_m = 49,85 \text{ kg/m}$$

$$v = 180 \text{ m/min}$$

$$l = 85 \text{ m}$$

$$H = 18,06 \text{ m}$$

$$l_c = 1,4 \text{ m} \text{ (Prok Sandvik, 2007)}$$

$$l_r = 3 \text{ m} \text{ (Prok Sandvik, 2007)}$$

$$l_0 = 66 \text{ m} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$f = 0,022 \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$\gamma = 12^\circ \text{ (Toha, 2002)}$$

Maka daya dapat dihitung dengan rumus:

$$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_s$$

$P_1$  = Daya lurus tanpa beban (Horizontal no-load axle power)

$$P_1 = \frac{f.W_m.v.(1+l_0)}{6120} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$P_1 = 4,06 \text{ kW}$$

$P_2$  = Daya Lurus terbebani (Horizontal axle power under load)

$$P_2 = \frac{f.W_m.v.(1+l_0)}{6120} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$P_2 = 4,87 \text{ kW}$$

$P_3$  = Daya Lurus terbebani pada konveyor yang menanjak (Vertical axle power under load)

$$P_3 = \frac{H.W_m.v}{6120} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$P_3 = 26,48 \text{ kW}$$

$P_s$  = Daya khusus akibat gesekan antar sabuk dan plat pengumpan

$$P_s = \frac{F_k.v}{6120}$$

Dimana,

$$F_k = \frac{\mu.Q_m.l_k.P}{(3600^2.v^2.b_s^2)} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$P_s = 2,47 \text{ kW}$$

Maka total daya yang dibutuhkan pada poros penggerak;

$$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_s$$

$$P' = 4,06 + 4,87 + 26,48 + 2,47$$

$$P' = 37,88 \text{ kW}$$

Daya yang dibutuhkan dapat ditentukan dengan rumus nilai efisiensi ( $\eta$ ) = 85% dan faktor keamanan untuk motor (SFM) diambil 1,2 maka,

$$P = \frac{P' \times \text{SFM}}{\eta} \text{ (Bridgestone, 1999)}$$

$$P = 53,48 \text{ kW}$$

Sedangkan daya yang terpasang berdasarkan standarisasi daya motor

$$P = 55 \text{ kW}$$

### Perhitungan Gaya Puntir

Gaya puntir maksimum pada puli penggerak (start) Data (Bridgestone, 1999) data yang diperlukan untuk menghitung Gaya puntir pada puli penggerak yaitu:

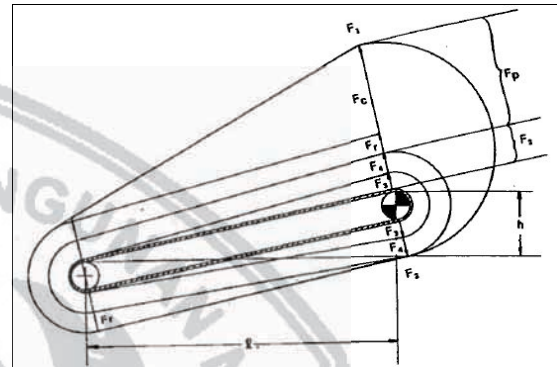
$$\text{Kasus 1. } F_{\max} = F_p + F_{4c} - F_r$$

$$\text{Kasus 2. } F_{\max} = F_p + F_{4r} - F_r$$

$$\text{Kasus 3. } F_{\max} = F_p + F_2$$

$$\text{Kasus 4. } F_{\max} = F_p - F_{4r}$$

Maka  $F_{\max}$  yang diambil adalah yang lebih besar.



Gambar 4. Distribusi Gaya puntir (start) (Bridgestone, 1999)

#### Kasus 1

$$F_{\max} = F_p + F_{4c} - F_r$$

$$F_{\max} = 2591,57 \text{ kg}$$

#### Kasus 2

$$F_{\max} = F_p + F_{4r} - F_r$$

$$F_{\max} = 1995,25 \text{ kg}$$

#### Kasus 3

$$F_{\max} = F_p + F_2$$

$$F_{\max} = 1784,25 \text{ kg}$$

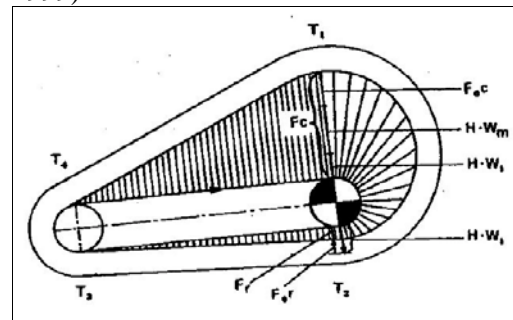
#### Kasus 4

$$F_{\max} = F_p + F_{4r}$$

$$F_{\max} = 1784,70 \text{ kg}$$

$F_{\max}$  yang paling besar adalah **2591,57 kg**

Distribusi gaya puntir pada sabuk yang berjalan (running tension) (Bridgestone, 1999)





Maka untuk *pre-tension* pada masing-masing dapat dihitung sebagai berikut:

$$T_1 = F_1 = F_{p'} + F_2$$

$$T_1 = F_1 = F_{p'} + F_{p'} \times k$$

$$T_1 = 2872,50 \text{ kg}$$

$$T_2 = F_2 = F_{p'} \times k$$

$$T_2 = 1668,49 \text{ kg}$$

$$T_3 = T_4 = F_2 + F_{or} - H.W_1$$

$$T_3 = 1478,61 \text{ kg}$$

$$T_4 = 1478,61 \text{ kg}$$

Gaya puntir pada pengencang (*take-up tension*)

Terdekat dengan *Head Pulley*

$$FT = F_2 - (W_1 \times H_1)$$

$$FT = 1460,11 \text{ kg}$$

Terdekat dengan *Tail Pulley*

$$FT = F_2 + F_{or} - (W_1 \times H_2)$$

$$FT = 1686,44 \text{ kg}$$

FT yang diambil adalah gaya puntir yang minimum;

$$FT = 1460,11 \text{ kg}$$

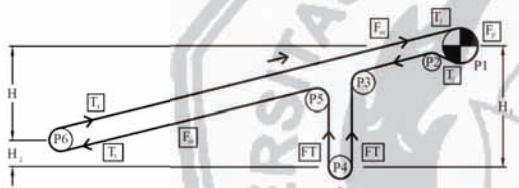


Diagram of the conveyor belt system showing the arrangement of pulleys and the forces acting on them.

| Nama puli                               | F1 (kg) | F2 (kg) | Puli geometri (m) |              |
|---|---------|---------|-------------------|--------------|
|   |         |         | Hor. to head      | Ver. to tail |
| P1 Head Pulley                          | 2872,50 | 1668,44 | 0                 | 18,08        |
| P2 Snub pulley                          | 1668,44 | 1661,76 | 0,488             | 17,63        |
| P3 Bend pulley menuju head drive pulley | 1527,73 | 1460,11 | 34,5              | 10,23        |
| P4 Take-up pulley                       | 1460,11 | 1460,11 | 35                | 3            |
| P5 Bend pulley Menuju tail pulley       | 1460,11 | 1589,84 | 35,5              | 10,00        |
| P6 Tail pulley                          | 1478,61 | 1478,61 | 85                | 0            |

Gaya puntir Yang disubyeikan pada puli Head pulley drive (P1)

$$F_1 = T_1$$

$$F_1 = 2872,5 \text{ kg}$$

$$F_2 = T_2$$

$$F_2 = 1668,44 \text{ kg}$$

Snub pulley (P2)

$$F_1 = T_2$$

$$F_1 = 1668,44 \text{ kg}$$

$$F_2 = T_2 - (W_1 \times H_1)$$

$$H_1 = \text{tinggi dari Head pulley} = 0,49 \text{ m}$$

$$F_2 = 1661,75 \text{ kg}$$

Take up bend pulley menuju head pulley (P3)

$$F_1 = T_2 - (W_1 \times H_2)$$

$$H_2 = \text{tinggi dari tail pulley} = 10,2 \text{ m}$$

$$F_1 = 1527,73 \text{ kg}$$

$$F_2 = FT$$

$$F_2 = 1460,11 \text{ kg}$$

Take up pulley (P4)

$$F_1 = FT$$

$$F_1 = 1460,11 \text{ kg}$$

$$F_2 = FT$$

$$F_2 = 1460,11 \text{ kg}$$

Take up bend pulley menuju tail pulley (P5)

$$F_1 = FT$$

$$F_2 = 1460,11 \text{ kg}$$

$$H_3 = \text{tinggi dari tail pulley} = 10 \text{ m}$$

$$F_2 = 1563,27 + 59,35 - (13,80 \times 10)$$

$$F_2 = 1589,84 \text{ kg}$$

Tail pulley drive (P6)

$$F_1 = T_3$$

$$F_1 = 1478,61 \text{ kg}$$

$$F_2 = T_4$$

$$F_2 = 1478,61 \text{ kg}$$

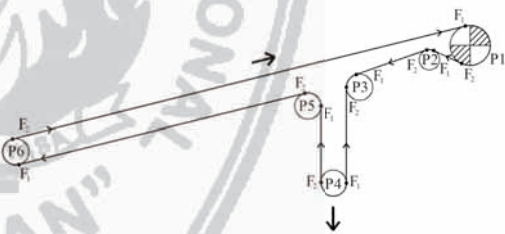


Diagram of the conveyor belt system showing the arrangement of pulleys and the forces acting on them.

| Running Tension Summary |            |
|-------------------------|------------|
| T <sub>1</sub>          | 2872,50 kg |
| T <sub>2</sub>          | 1668,44 kg |
| T <sub>3</sub>          | 1478,61 kg |
| T <sub>4</sub>          | 1478,61 kg |
| Take up tension         |            |
| FT                      | 1460,11 kg |

**Spesifikasi sabuk**

*Analisa Gaya tarik pada sabuk*

Untuk menentukan spesifikasi sabuk, maka diperlukan data-data sebagai berikut:

$$F_{\max} = 2591,57 \text{ kg}$$

$$SF_z = 12$$

$$\text{Faktor penggerak } k = \frac{1}{e^{\mu \theta - 1}} = 1,385$$

Gaya tarik sabuk yang digunakan untuk *multy-ply fabric belt*.

$$F.TS = \frac{F_{\max} \times SF_z}{b - 30}$$

$$F.TS = 403,88 \text{ kg/cm}$$

Siklus waktu:

$$Time Cycle = \frac{2 \cdot L}{v} \text{ (menit)}$$

$$Time Cycle = 0,94 \text{ (menit)}$$

#### Pemilihan Jenis sabuk

Pemilihan jenis sabuk dapat ditentukan berdasarkan gaya tarik pada sabuk dalam konversi kN/m.

F.TS = 380,57 kg/cm = 373,34 kN/m diambil **500kN/m**. lihat tabel (Apex Fenner, 2002) yang ada maka dapat kita tentukan yaitu:

Kode jenis sabuk **500PN/3**

Jenis sabuk terbuat dari **Polyster** dengan grade cover **normal**

Jumlah ply = **3**

Jumlah minimum ply beban support = **3**

Jumlah maksimum ply beban pembawa = **4**

Jumlah ply yang diambil = **3**

Tebal lapisan (*fabric thickness*)

$$= (0,45 + \text{Ply rating} \times 0,00045) \times$$

Jumlah ply

$$= 3,51 \text{ mm}$$

Tebal penutup sabuk bagian atas (*top cover thickness*) = **5 mm** (Apex Fenner, 2002)

Tebal penutup sabuk bagian bawah (*bottom cover thickness*)

$$\frac{\text{top cover thickness}}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

Fabric cover thk + top cover thk + bottom cover thk

$$= 3,51 \text{ mm} + 5 \text{ mm} + 2,5 \text{ mm}$$

$$= 11,01 \text{ mm (tebal sabuk)}$$

#### Pemilihan Idler

Data yang dapat diaplikasikan dari (Apex Fenner, 2002) untuk perancangan dan pemilihan idler adalah sebagai berikut;

$$L_c = 1,4 \text{ m}$$

$$L_r = 3 \text{ m}$$

$$S_f = \text{untuk } 3 \text{ m/s} = 1,00$$

$$L_f = 1,0$$

$$BF_f = 1,25$$

$$B_{10}^f = 1,00$$

$$W_1 = 13,80 \text{ kg/m}$$

$$W_m = 49,85 \text{ kg/m}$$

$$F_c = 1393,89 \text{ kg} = 13,67 \text{ kN}$$

$$F_r = 189,87 \text{ kg} = 1,86 \text{ kN}$$

$$\delta = 15 \text{ mm}$$

$$W_{com} = W_m + W_1$$

$$W_{com} = 63,65 \text{ kg/m}$$

$$F_{com} = W_{com} \times l_c = 63,65 \times 1,4 = 89,11 \text{ kg}$$

#### Pemilihan idler pembawa (*carrier idler*)

Menghitung beban deviasi

$$F_{dev} = \frac{0,204 \times F_c \times \delta}{l_c}$$

$$F_{dev} = 29,87 \text{ kg}$$

Menghitung beban statis pada idler

$$F_{st} = F_{com} + F_{dev}$$

$$F_{st} = 118,98 \text{ kg}$$

Menghitung beban dinamis pada idler

$$F_d = F_{st} \times S_f \times L_f \times B_{10}^f$$

$$F_d = 190,36 \text{ kg}$$

#### Pemilihan idler balikan (*retrun idler*)

Menghitung beban deviasi

$$F_{dev} = \frac{0,204 \times F_r \times \delta}{l_r}$$

$$F_{dev} = 1,89 \text{ kg}$$

Menghitung beban statis pada idler

$$F_{st} = (W_1 \times l_r) + F_{dev}$$

$$F_{st} = 57,09 \text{ kg}$$

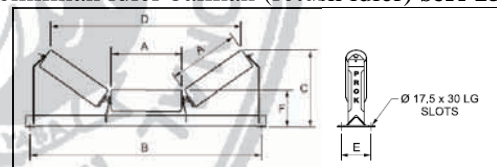
Menghitung beban dinamis pada idler

$$F_d = F_{st} \times S_f \times BF_f \times B_{10}^f$$

$$F_d = 114,18 \text{ kg}$$

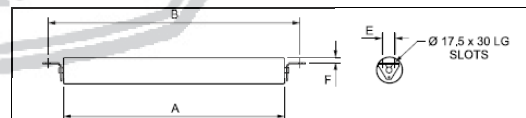
Berdasarkan nilai dari  $P_s$  dan  $P_d$  maka untuk pemilihan idler pembawa (*carry idler*) **seri 15**

Berdasarkan nilai dari  $P_s$  dan  $P_b$  maka untuk pemilihan idler balikan (*return idler*) **seri 15**



Prok Idler, 2006

(Prok Idler, 2006)



Prok Idler, 2006

(Prok Idler, 2006)

#### Pemilihan Sistem Penggerak

Bagian sistem penggerak pada konveyor ini adalah sebagai berikut : a). Motor listrik (55kW); b). Roda gigi reduksi (dari katalog Flender); c). Kopling Fluida (Fludex Coupling); d). Rangka dudukan sistem penggerak (dari katalog Flender, 2006)

Pemilihan roda gigi reduksi

Data yang diperlukan :

$$i_s = \frac{n_1}{n_2}$$

Dimana,

$n_1 = 1500 \text{ rpm}$ , slip motor = 2% 1470 rpm

$T_{qm} = 355 \text{ Nm}$

$D_p =$  Diameter puli over lagging =  $\varnothing 654 \text{ mm} \sim \varnothing 0,654 \text{ m}$

$s = 3 \text{ m/s}$

$$n_2 = \frac{60 \times s}{3,14 \times D_p}$$

$$n_2 = 86,77 \text{ rpm}$$

$$i_s = \frac{1470}{86,77} = 16,94$$

Pada katalog flender, nominal rasio roda gigi reduksi yang tertera yaitu 18, maka ;

$$i_N = 18$$

$P = 55 \text{ kW}$

$f_1 = 1,2$

$f_2 = 1,0$

$$P_{2N} \geq P \times f_1 \times f_2$$

$$P_{2N} \geq 66 \text{ kW}$$

Pengecekan Daya nominal :

$$3,33 \times P \geq P_{2N}$$

$$183,15 \geq 66$$

Pengecekan Torsi pada saat start

$$P_{2N} \geq \frac{T_{qm} \times n_1}{9950} \times f_2$$

$$P_{2N} \geq 34,090$$

$$66 \geq 34,090$$

Setelah didapatkan data-data nominal rasio dan daya nominal

Dari tabel flender didapatkan roda gigi reduksi sebagai berikut:

Tipe = **B3HH05 18**

Yang berarti;

B= gear unit tipe *bevel helical*

3= nomor peringkat / kelas 3

H= *Hollow shaft*

H= *Horizontal mounting*

05 = ukuran Roda gigi reduksi

18= ukuran rasio 18

Untuk perhitungan poros diharuskan lebih besar dari dimensi poros yang distandarisasikan oleh ukuran roda gigi reduksi seperti pada gambar diatas.

Penentuan orientasi penggerak (*drive*) diambil dengan menggunakan tabel yang tertera yaitu dengan desain A

Sistem pengereman diganti dengan *backstop* yang sudah diaplikasikan pada roda gigi reduksi.

*Pemilihan kopling*

Kopling yang dipilih adalah menggunakan kopling fluida, dikarenakan daya motor yang digunakan cukup besar. Dari

katalog flender kopling fluida dapat ditentukan dengan tabel berikut :

Bedasarkan tabel (fludex Coupling, catalog) kopling fluida yang dipilih adalah: *Ukuran 395 dengan N-EUPEX dengan kopling dasar ukuran 225 tipe FAD*

*Massa Sistem penggerak*

Massa Drive + Massa Kopling + Massa Motor + Massaudukan Mesin

Massa drive = 380 kg

Untuk massa kopling fluida = 80 kg

Massa motor = 495 kg

Massa dudukan penggerak = 230 kg

Total Mass (Md) = 380+80+495+230 = **1185 kg**

### Pemilihan Puli

*Kontruksi puli*

Untuk memilih diameter minimum puli dapat dilihat dari spesifikasi sabuk yang telah di tentukan. untuk tipe sabuk (Apex Fenner, 2002) PN500/3 maka diameter untuk puli yang direkomendasikan yaitu:

a)  $\varnothing 630$  untuk Head pulley drive

b)  $\varnothing 500$  untuk Tail pulley, bend pulley, dan take-up pulley

c)  $\varnothing 400$  untuk snub pulley

Puli diatas belum termasuk dengan pelapis puli, untuk pelapis puli dipilih dengan pola berlian dengan ketebalan 12 mm.

Lebar Puli (*pulley face width*)

$$b + 2(90 + 0,05 \times b) - 20$$

$$800 + 2(90 + 0,05 \times 80) - 20$$

$$1020 \text{ mm}$$

Jarak end disc = 900mm

Tebal selubung puli = 10mm

Massa selubung puli = 400 kg

*Perhitungan poros*

Data- data yang diperlukan yaitu:

a. Spesifikasi poros

Baja karbon grade = 4140

Tegangan tarik yang diijinkan (*Ultimate Tensile strength*) 650 Mpa = 6500 kg/cm<sup>2</sup>

Batas ketahanan poros(*Endurance limit*) = 290 Mpa = 2900 kg/cm<sup>2</sup>

Titik leleh (*yield point*)= 490 Mpa = 4900 kg/cm<sup>2</sup>

Berat jenis (*density*)= 7850 kg/m<sup>3</sup>

Modulus young = 210 GPa

Poisson rasio = 0,3

b. faktor-faktor

Faktor keamanan ( $F_s$ )= 1,2

Faktor ukuran poros ( $K_s$ )= 1,73

Faktor koreksi bantalan ( $K$ ) = 2

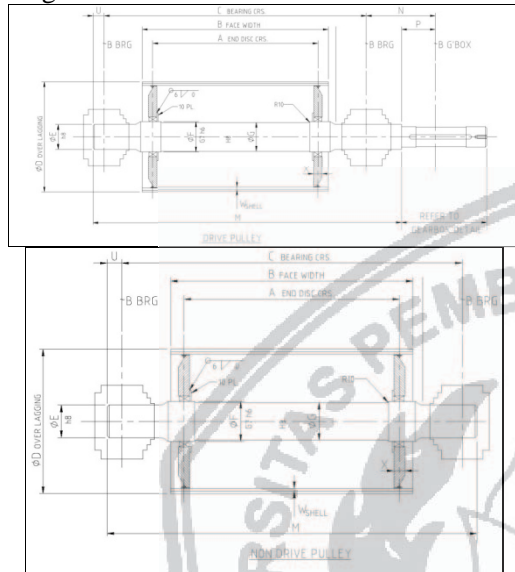




Untuk perhitungan poros pada puli P2,P3,P4,P5 dan P6, sama dengan perhitungan poros penggerak (P1), hanya saja untuk CFV = 0 dikarenakan bukan puli penggerak.

#### Geometri Puli

Dibawah ini adalah dimensi dan ukuran puli yang dirujuk pada gambar 10 adalah sebagai berikut:



222 222 222 222 222 222 222

222 222 222 222 222 222 222

|    | A   | B    | C    | ØD  | ØE  | ØF  | ØG  | M    |
|----|-----|------|------|-----|-----|-----|-----|------|
| P1 | 900 | 1020 | 1400 | 654 | 115 | 140 | 130 | 1600 |
| P2 | 900 | 1020 | 1300 | 424 | 55  | 85  | 70  | 1360 |
| P3 | 900 | 1020 | 1300 | 524 | 65  | 110 | 100 | 1360 |
| P4 | 900 | 1020 | 1300 | 524 | 75  | 120 | 110 | 1360 |
| P5 | 900 | 1020 | 1300 | 524 | 70  | 120 | 100 | 1360 |
| P6 | 900 | 1020 | 1300 | 524 | 75  | 110 | 100 | 1360 |

| N   | P   | U  | X  | W  | RING<br>FEDER | BEARING |
|-----|-----|----|----|----|---------------|---------|
| 350 | 100 | 50 | 40 | 10 | Rfn140x190    | SSN526  |
| -   | -   | 45 | 32 | 10 | Rfn85x125     | SSN512  |
| -   | -   | 45 | 36 | 10 | Rfn110x155    | SSN515  |
| -   | -   | 45 | 36 | 10 | Rfn120x165    | SSN517  |
| -   | -   | 45 | 36 | 10 | Rfn120x165    | SSN516  |
| -   | -   | 45 | 36 | 10 | Rfn110x155    | SSN517  |

#### Pemilihan Sistem pengencang (take-up)

Untuk sistem pengencang gravitasi ini diambil data-data sebagai berikut;

FT = 1354,89 kg

Pemberat (counterweight).

FM = berat puli + berat struktur pemberat = 917 kg

$WT = (2 \times FT) - FM$

$WT = 2003,22 \text{ kg}$

#### Pergerakan take-up / take-up stroke (TS)

Take-up stroke diambil dari data-data sebagai berikut

Dimana,

$l = 85 \text{ (m)}$

$f_e = 0,3 \text{ (\%)}$

$f_p = 0,6 \text{ (\%)}$

$f_i = 0,1 \text{ (\%)}$

$$em = \frac{0,5 \times l}{100} = \frac{0,5 \times 85}{100} = 0,425 \text{ m}$$

$$TS = \frac{l \times (f_e + f_p + f_i)}{100} + em$$

$$TS = \frac{85 \times (0,3 + 0,6 + 0,1)}{100} + 0,425$$

$$TS = 1,28 \text{ m}$$

#### SIMPULAN

Dari perancangan dapat disimpulkan bahwa perancangan konveyor untuk transportasi batubara dengan kapasitas 500 TPH memiliki hasil sebagai berikut:

Geometri Konveyor

Panjang (center to center) = 85 m

Tinggi (center to center) = 18,06 m

Sudut inklinasi = 12°

Spesifikasi Sabuk

Tipe = Multiply Fabric belt PN500/3

Lebar sabuk = 800 mm

Panjang = 510 m

Tebal sabuk = 12 mm

Berat sabuk = 11,3 kg/m

Puli

Head Puli (P1) = Ø650, 12mm lagging, 1400 bearing centres, Tipe bantalan SSN526

Snub Puli (P2) = Ø400, 12mm lagging, 1300 bearing centres, Tipe bantalan SSN512

Bend Puli (P3) = Ø500, 12mm lagging, 1300 bearing centres, Tipe bantalan SSN515

Take-up Puli (P4) = Ø500, 12mm lagging, 1300 bearing centres, Tipe bantalan SSN517

Bend Puli (P5) = Ø500, 12mm lagging, 1300 bearing centres, Tipe bantalan SSN516

Tail Puli (P6) = Ø500, 12mm lagging, 1300 bearing centres, Tipe bantalan SSN517

Sistem Penggerak

Motor listrik = 55 kW, 380V, 3 phase, 1500 rpm 4 poles, Daya permintaan = 35,31 kW

Roda gigi reduksi = FLENDER bevel

Helical Gear unit tipe B3HH05 dengan backstop Rasio nominal 18:0 Kopling

fluida = FLUDEX, tipe 395, N-EUPEX tipe FAD ukuran 225, maksimum starting factor 140%



Idler

Idler pembawa (carry)  $\varnothing 127$ , 3 roll,  $35^\circ$  trough, CEMA class 5

Idler balikan (return)  $\varnothing 127$ , 1 roll, flat CEMA class 5

Idler beban kejut (impact)  $\varnothing 127$ , 3 roll,  $35^\circ$  trough CEMA class 5

Idler retrak (retractable)  $\varnothing 127$ , 3 roll,  $35^\circ$  trough CEMA class 5

Idler transisi (transition)  $\varnothing 127$ , 3 roll, 5, 25,  $35^\circ$  trough CEMA class 5

Idler Training (training)  $\varnothing 127$ , 3 roll,  $35^\circ$  trough CEMA class 5

Sistem pengencang

Tipe = gravitasi

Pemberat (counterweight) = 2003 kg

Skirtboard

Panjang = 9m

Lebar = 533mm

Aksesoris

Pembersih (scraper) = 2 buah

Pembersih (Plough) = 2 buah

Material

Batubara bituminous

Berat jenis =  $800 \text{ kg/m}^3$

Berat material = 49,85 kg/m

#### DAFTAR PUSTAKA

Apex fenner "Dunlop", "Conveyor Handbook", Australia, 2007

Bando, "Conveyor Design Manual", 1998

Bridgestone "Conveyor Belt Design Manual", 1999

CEMA, "Belt Conveyor For materials", edisi 5, 1997

D.E. Beckley, Principal, Conveyor Design Consultan of W.A, "Practical Belt Conveying, Fundamentals of conveyor design and review of the primary components", part 1, rev.3, Western Australia, 1999

FLENDER, "Gear Units" Jerman, 2005

Juanda Toha, PT. JUNTO Engineering, "Konveyor Sabuk dan Peralatan Pendukung", volume 1, Bandung, 2002

Mechanical Handling Engineers' Assosiation, "Recommended Practice for Troughed Belt Conveyors", 16 Dartmouth Street, Westminster, London, 1977

PROK IDLER, "Design criteria for product selection", 2006

Wikipedia, Pengertian batubara, [http://id.wikipedia.org/wiki/Batu\\_bara](http://id.wikipedia.org/wiki/Batu_bara)